

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-256964

(43)Date of publication of application : 30.09.1997

(51)Int.Cl.

F04C 2/10

(21)Application number : 09-006994

(71)Applicant : MITSUBISHI MATERIALS CORP

(22)Date of filing : 17.01.1997

(72)Inventor : HOSONO KATSUAKI

(30)Priority

Priority number : 08 6174 Priority date : 17.01.1996 Priority country : JP

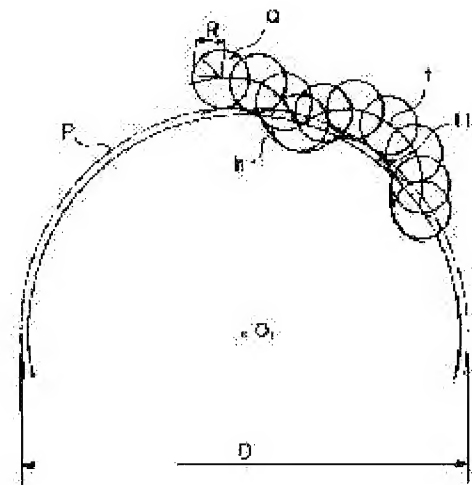
(54) OIL PUMP ROTOR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce a mechanical loss due to slide resistance between an outer rotor and a casing, by forming an external tooth of an inner rotor along an envelope drawn by a generate circle group positioning the center on a trochoid curve generated with a relation of an addendum circle diameter of the external tooth and a generate circle radius in a specific range.

SOLUTION: An inner rotor having n teeth of external teeth and an outer rotor having n+1 teeth of internal teeth, meshed with this inner rotor, are provided in a casing. An axial center O1 of the inner rotor is supported to the center, in its external tooth 11, when assuming D (mm) for diameter of an addendum circle P connecting an addendum of each external tooth 11 and R(mm) for

radius of a generate circle Q, in a range satisfying a formula: $0.15 \leq n.R/(\pi.D) \leq 0.25$, a trochoid curve t is generated, the external tooth is formed along an envelope h drawn by a generate circle group positioning the center on the trochoid curve t. In a shape of the inner rotor, an area of an internal tooth of the outer rotor is lessened, as a result, a mechanical loss generated between the outer rotor and the casing is reduced.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 29.09.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3293506

[Date of registration] 05.04.2002

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-256964

(43)公開日 平成9年(1997)9月30日

(51)Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 4 C 2/10	3 2 1		F 0 4 C 2/10	3 2 1 A

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全 8 頁)

(21)出願番号 特願平9-6994

(22)出願日 平成9年(1997)1月17日

(31)優先権主張番号 特願平8-6174

(32)優先日 平8(1996)1月17日

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000006264

三菱マテリアル株式会社

東京都千代田区大手町1丁目5番1号

(72)発明者 細野 克明

新潟県新潟市小金町三番地1 三菱マテリ

アル株式会社新潟製作所内

(74)代理人 弁理士 志賀 正武 (外2名)

(54)【発明の名称】 オイルポンプロータ

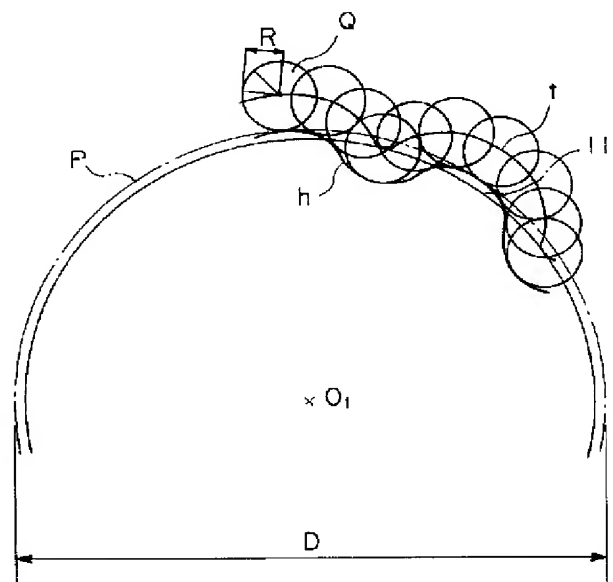
(57)【要約】

【課題】 両ロータの端面とケーシングとの間、アウターロータの外周とケーシングとの間が常に摺接しているので、これらの摺動抵抗による機械損失を低減することが課題とされていた。

【解決手段】 インナーロータ10の歯先円Pの直径をD (mm)、創成円Qの半径をR (mm)としたときに下記式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿ってインナーロータ10の外歯11が形成されたオイルポンプロータを採用する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 n (n は自然数)枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、インナーロータの外歯が、インナーロータの歯先円直径、創成円半径をそれぞれ D (mm)、 R (mm) としたときに下記式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成されていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項2】 請求項1に記載されたオイルポンプロータにおいて、前記インナーロータの外歯の回転方向前側に、前記アウターロータの内歯と接触をもたない逃げ部が設けられていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項3】 請求項2に記載されたオイルポンプロータにおいて、前記インナーロータの外歯の回転方向後側に、前記逃げ部が設けられていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、インナーロータとアウターロータとが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面の間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するオイルポンプロータに関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来のオイルポンプは、 n (n は自然数)枚の外歯が形成されたインナーロータと、この外歯に噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えており、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するようになっている。

【0003】セルは、その回転方向前側と後側で、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシングによって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を構成している。そして、各セルは外歯と内歯との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大

させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出する。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記のようなオイルポンプロータを備えるオイルポンプにおいては、インナーロータおよびアウターロータの各端面とケーシングとの間、アウターロータの外周とケーシングとの間が常に摺接しており、さらに各セルの前後においてインナーロータの外歯とアウターロータの内歯とが常に摺接している。これは、流体を搬送するセルの液密性を保つために重要な条件であるが、この半面、各摺接部分に生じる抵抗が大きいとオイルポンプの機械損失を著しく増加させることになるので、各摺接部分に生じる抵抗を小さくすることが課題とされていた。

【0005】本発明は上記の事情に鑑みてなされたものであり、オイルポンプとしての耐久性、信頼性を確保しつつ、機械効率を向上させることを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するための手段として、本発明のオイルポンプロータにおいては、インナーロータの外歯を、インナーロータの歯先円直径、創成円半径をそれぞれ D (mm)、 R (mm) としたときに下記式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成する。さらに、アウターロータの内歯の形状をインナーロータの形状に従って決定し、インナーロータの外歯の形状と同様に、トロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成する。これにより、アウターロータの内歯端面の面積が、内歯が欠損しやすくない程度に小さくなり、アウターロータ全体としての摺動面積が小さくなる。

【0007】ここで、インナーロータの外歯を、下記式 $n \cdot R / (\pi \cdot D) > 0.25$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成すると、アウターロータの内歯の端面面積がインナーロータの外歯の端面面積に対して大きくなり、アウターロータのケーシングに対する摺動面積が大きくなる。

【0008】インナーロータの外歯を、下記式 $n \cdot R / (\pi \cdot D) < 0.15$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成すると、アウターロータの内歯の端面面積がインナーロータの外歯の端面面積に対して小さくなり、アウターロータのケーシングに対する摺動面積が小さくなるが、その半面、ロータの回転方向に沿う内歯の幅が狭くなる。

【0009】また、このオイルポンプロータには、イン

ナーロータの外歯の回転方向前側に、アウターロータの内歯と接触をもたない逃げ部を設けることにより、セルが吸入ポートに沿って移動してその容積が増大する過程においてインナーロータとアウターロータとが接触しないようになる。

【0010】さらに、インナーロータの外歯の回転方向後側にも、アウターロータの内歯と接触をもたない逃げ部を設けることにより、セルが吸入ポートに沿って移動しその容積が増大する過程およびセルが吐出ポートに沿って移動し容積が減少する過程においてもインナーロータとアウターロータとが接触しないようになり、インナーロータの外歯がアウターロータの内歯と噛み合う過程、および容積最大となったセルが吸入ポート側から吐出ポート側へ移動する過程においてのみ、インナーロータとアウターロータとが接触する。

【0011】

【発明の実施の形態】本発明に係るオイルポンプロータの第1の実施形態を図1に示して説明する。図1に示すオイルポンプロータは、 n (n は自然数、本実施形態においては $n=10$) 枚の外歯が形成されたインナーロータ10と、各外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータ20とを備えており、これらインナーロータ10とアウターロータ20とがケーシング30の内部に収納されている。

【0012】インナーロータ10は、回転軸に取り付けられて軸心 O_1 を中心として回転可能に支持されている。インナーロータ10の外歯11は、図2に示すように、各外歯11の歯先を結ぶ歯先円Pの直径を D (mm)、創成円Qの半径を R (mm)とするとときに、下記式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線 h 上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線 h に沿って形成されている。(図1は、 $n \cdot R / (\pi \cdot D) = 0.2$ のとき)

【0013】アウターロータ20は、軸心 O_2 をインナーロータ10の軸心 O_1 に対して偏心(偏心量: e)させて配置され、軸心 O_2 を中心として回転可能に支持されている。アウターロータ20の内歯21も、インナーロータ10の外歯11と同様にトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成されている。

【0014】インナーロータ10、アウターロータ20の歯面間には、両ロータ10、20の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ10、20の回転方向前側と後側で、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング30によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を構成している。そして、セルCは

両ロータ10、20の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

【0015】ケーシング30には、両ロータ10、20の歯面間に形成されるセルCのうち、容積が増大過程にあるセルCに沿って円弧状の吸入ポート31が形成されているとともに、容積が減少過程にあるセルCに沿って円弧状の吐出ポート32が形成されている。

【0016】セルCは、外歯11と内歯21との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポート31に沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポート32に沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出するようになっている。

【0017】ところで、上記のように構成されたオイルポンプロータについて、両ロータ10、20の端面とケーシング30との間に生じる摺動抵抗に抗して両ロータ10、20を回転させたときの摩擦トルク T は、摺動面積を S 、回転中心から摺動部分までの距離を l 、両ロータ10、20とケーシング30との間に働く単位面積あたりの摩擦力を M とすると、下記式

$$T = M \cdot S \cdot l$$

で算出される。この式から、摩擦トルク T を小さくするための手段として、回転中心から遠くに位置する摺動部分、すなわちアウターロータ20端面のケーシング30との摺動面積を小さくすることが挙げられる。

【0018】このことをふまえたうえで、下記式

$$n \cdot R / (\pi \cdot D) > 0.25$$

の範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるオイルポンプロータを図3に示す。このオイルポンプロータにおいては、外歯11の端面 S_1 の面積に対して内歯21の端面 S_2 の面積が大きくなるためにアウターロータ20の摺動面積も大きくなり、結果的に摩擦トルク T が増大してしまう。(図3は、 $n \cdot R / (\pi \cdot D) = 0.36$ のとき)

【0019】また、下記式

$$n \cdot R / (\pi \cdot D) < 0.15$$

の範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるオイルポンプロータを図4に示す。このオイルポンプロータにおいては、外歯11の端面 S_1 の面積に対して内歯21の端面 S_2 の面積が小さくなるためにアウターロータ20の摺動面積も小さくなり、結果的に摩擦トルク T は減少する。しかしながら、アウターロータ20の回転方向に沿う内歯21の幅 W が狭くなるために、外歯11との噛み合いによって内歯21が欠けやすくなる等、内歯21の耐久性が低下してしまう。(図4は、 $n \cdot R / (\pi \cdot D) = 0.145$ のとき)

【0020】 $n \cdot R / (\pi \cdot D)$ の値を任意に選択した場合、その値を採用して外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるオイルポンプの機械効率を図5に示す。まず、

$$n \cdot R / (\pi \cdot D) > 0.25$$

の範囲では、 $n \cdot R / (\pi \cdot D)$ の値を大きくとるほどオイルポンプの機械効率が低下することがわかる。

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

の範囲では、 $n \cdot R / (\pi \cdot D)$ の値を小さくとるほどオイルポンプの機械効率が向上することがわかる。

$$n \cdot R / (\pi \cdot D) < 0.15$$

の範囲では、オイルポンプの機械効率は大きく向上せず、 $n \cdot R / (\pi \cdot D)$ の値を小さくとるほど、図4に示したようにアウターロータ20の回転方向に沿う内歯21の幅Wが狭くなり内歯21が欠損しやすくなる。

【0021】図5のグラフ上の各点に対応するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータを図6に示す。グラフ上のI、II、IIIの各点に対応するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータはそれぞれ、図6(I)、図6(II)、図6(III)に示すものである。なお、グラフ上のIV、V、VIの各点に対応するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータはそれぞれ、図1、図3、図4に示したものである。

【0022】さらに、グラフ上の境界にあたる点VIIに対応するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータを図7に示す。図7に示したオイルポンプロータは、 $n \cdot R / (\pi \cdot D) = 0.25$ を満たして創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成されたインナーロータ10を備えるものである。このオイルポンプロータにおいては、外歯11の端面 S_i の面積と比較して内歯21の端面 S_o の面積がやや大きめに構成されており、アウターロータ20の耐久性に重点がおかれたものといえる。これよりも内歯21の端面 S_o の面積が大きくなると、摺動抵抗による機械損失が増大して機械効率の十分な向上がみられなくなる。

【0023】これらのことから、図1に示したオイルポンプロータは、インナーロータ10の外歯11が下記式 $0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$ を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成され、このインナーロータ10の形状によってアウターロータ20の形状が決定され、アウターロータ20の内歯21が欠損しやすくない程度にその端面 S_o の面積が小さくなっており、結果としてアウターロータ20全体の摺動面積が小さくなって駆動トルクTが減少するので、内歯21の耐久性が確保されながらもアウターロータ20とケーシング30との間に生じる摺動抵抗による機械損失の低減が図られる。したがって、オイルポンプとしての耐久性、信頼性を確保しつつ、機械効率を向上

させることができる。

【0024】本発明に係るオイルポンプロータの第2の実施形態を図に示して説明する。なお、既に説明した構成要素には同一の符号を付してその説明を省略する。このオイルポンプロータは、インナーロータ10の外歯11が前記第1の実施形態に示した式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成され、さらに各外歯11の回転方向前側と後側とに、アウターロータ20の内歯21と接触をもたない逃げ部40が形成されたものである。

【0025】インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との噛み合いの状態を図8に示す。インナーロータ10の外歯11の歯先が内歯21の歯溝に噛み合ってアウターロータ20を回転させるとき、外歯11が内歯21を押す力の向きを示す線を作用線といい、図中に1で示す。外歯11と内歯21との噛み合いは、この作用線1に沿って行なわれる。噛み合いを開始する交点 K_s 、および噛み合いを終える交点 K_e を形成する外歯11の歯面上の点は常に一定であり、これらの点を外歯11の噛み合い始点 k_s 、終点 k_e とみなす。ひとつの外歯11について見れば、噛み合い始点 k_s は回転方向後側に形成され、噛み合い終点 k_e は回転方向前側に形成される。

【0026】次に、セルCの容積が最大となる時のインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との接触の状態を図9に示す。セルCの容積が最大となるのは、外歯11間の歯溝と内歯21間の歯溝とが正対したときである。このとき、セル C_{max} の前方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接点 P_1 にて接するとともに、セル C_{max} の後方に位置する外歯11の歯先とが接点 P_2 にて接する。セルCの容積が最大となる接点 P_1 、 P_2 を形成する外歯11の歯面上の点は常に一定であり、これらの点を外歯11の前接点 p_1 、後接点 p_2 とみなす。ひとつの外歯11について見れば、前接点 p_1 は回転方向後側に形成され、後接点 p_2 は回転方向前側に形成される。

【0027】逃げ部40は、ひとつの外歯11について回転方向前側に位置する噛み合い終点 k_e と後接点 p_2 との間の歯面、および回転方向後側に位置する噛み合い始点 k_s と前接点 p_1 との間の歯面を切除した状態に形成されており、この間の外歯11の歯面は内歯21との接触を一切もたないようになっている。

【0028】上記のように構成されたオイルポンプロータについて、セルCの1サイクルにおける容積の増減とインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との接触の状態とを以下に示す。

【0029】まず、外歯11と内歯21との噛み合いの過程では、従来と同様に外歯11が内歯21に噛み合っ

てアウターロータ20を回転させている。

【0030】外歯11と内歯21との噛み合いを終え、吸入ポート31に沿ってセルCの容積が増大する過程に移ると、従来アウターロータの内歯と接触していたインナーロータ10の外歯11の回転方向前側に逃げ部40が設けられているために、セルCの前後において外歯11と内歯21とが接触しなくなる。

【0031】セルCの前方が吸入ポート31を通過すると、まずセルCの前方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接する。続いてセルCの後方が吸入ポート31を通過すると、セルCの後方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接し、吸入ポート31と吐出ポート32との間で容積最大のセルC_{max}が形成される。セルCの後方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先との接触は、この接触点が吐出ポート31に差し掛かるまで保たれる。

【0032】吐出ポート31に沿ってセルCの容積が減少する過程に移ると、アウターロータ20の内歯21と接触していたインナーロータ10の外歯11の回転方向後側に逃げ部40が設けられているために外歯11と内歯21とが接触しなくなる。

【0033】ところで、セルCの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程、およびセルCの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては、隣り合うセルCどうしが、逃げ部40が設けられることによって連通状態となるが、両過程において各セルCは吸入ポート31、もしくは吐出ポート32に沿って位置するためもと連通状態であるので、このことがオイルポンプの搬送効率を低下させる原因となるものではない。

【0034】この結果、外歯11と内歯21との噛み合いの過程と、セルCの容積が最大となって吸入ポート31側から吐出ポート32側に移動する過程においてのみ外歯11と内歯21とが接触し、セルCの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程と、セルCの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては外歯11と内歯21とが接触せず、インナーロータ10とアウターロータ20との摺接箇所が減るので、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなる。

【0035】これらのことから、このオイルポンプロータは、インナーロータ10の外歯11が下記式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成され、さらに各外歯11の回転方向前側と後側とにアウターロータ20の内歯21と接触をもたない逃げ部40が形成されており、前記第1の実施形態において述べた効果に加えて、外歯11と内歯21との噛み合いの過程と、セルCの容積が最大となって吸入ポート31側から吐出ポート32側に移動する過程においてのみ外歯11と内歯21とが接触し、セルCの容積が吸入ポート31

に沿って増大する過程と、セルCの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては外歯11と内歯21とが接触せず、インナーロータ10とアウターロータ20との摺接箇所が減り、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなるので、オイルポンプを駆動するために必要な駆動トルクを低減させてオイルポンプとしての機械効率を向上させることができる。さらに、外歯11の回転方向後側に逃げ部40を設けることにより、実際のオイルポンプ使用下においてオイルポンプが振動することによって発生するインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との干渉を防止して機械損失を低減することができる。

【0036】なお、本実施形態においては外歯11の回転方向前側と後側とにそれぞれ逃げ部40を設けてインナーロータ10を構成したが、外歯11の回転方向前側にのみ逃げ部40を設けたものであっても構わない。

【0037】

【発明の効果】以上説明したように、本発明のオイルポンプロータは、インナーロータの外歯が、インナーロータの歯先円直径、および創成円半径をそれぞれD (mm)、R (mm)としたときに下記式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成され、このインナーロータの形状によってアウターロータの形状が決定され、アウターロータの内歯が欠損しやすくない程度にその端面の面積が小さくなっており、結果としてアウターロータ全体の摺動面積が小さくなって駆動トルクが減少するので、内歯の耐久性が確保されながらもアウターロータとケーシングとの間に生じる摺動抵抗による機械損失の低減が図られる。したがって、オイルポンプとしての耐久性、信頼性を確保しつつ、機械効率を向上させることができる。

【0038】さらに本発明のオイルポンプロータは、インナーロータの外歯の回転方向前側、もしくはそれに加えて回転方向後側に逃げ部が設けられていることから、外歯と内歯との噛み合いの過程と、セルの容積が最大となって吸入ポート側から吐出ポート側に移動する過程においてのみ外歯と内歯とが接触し、セルの容積が吸入ポートに沿って増大する過程と、セルの容積が吐出ポートに沿って減少する過程においては外歯と内歯とが接触せず、インナーロータとアウターロータとの摺接箇所が減り、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなるので、オイルポンプを駆動するために必要な駆動トルクを低減させてオイルポンプとしての機械効率を向上させることができる。加えて、外歯の回転方向後側に逃げ部を設けることにより、実際のオイルポンプ使用下においてオイルポンプが振動することによって発生する外歯と内歯との干渉を防止して機械損失を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るオイルポンプロータの第1の実施形態を示す図であって、インナーロータの外歯が、下記式

$$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.25$$

を満たす範囲において創成円群の描く包絡線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。

【図2】 図1に示されたインナーロータを創成する要領を示す平面図である。

【図3】 図1に示されたオイルポンプロータと対比される図であって、インナーロータの外歯が、下記式

$$n \cdot R / (\pi \cdot D) > 0.25$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。

【図4】 図1に示されたオイルポンプロータと対比される図であって、インナーロータの外歯が、下記式

$$n \cdot R / (\pi \cdot D) < 0.15$$

を満たす範囲において創成されたトロコイド曲線上に中心を位置させた創成円群の描く包絡線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。

【図5】 $n \cdot R / (\pi \cdot D)$ の値を任意に選択した場合、その値を採用して外歯が形成されたインナーロータを備えるオイルポンプの機械効率を示すグラフである。

【図6】 図5に示されたグラフ上のI、II、IIIの各点に対応するオイルポンプに用いられるオイルポン

プロータを示す平面図である。

【図7】 図5に示されたグラフ上の点VIIに対応するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータを示す平面図である。

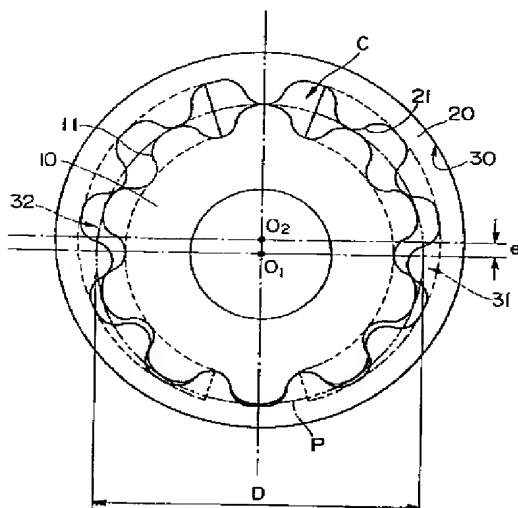
【図8】 本発明に係るオイルポンプロータの第2の実施形態を示す図であって、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯との噛み合いの状態を示す要部平面図である。

【図9】 同じく、セルの容積が最大となるときのインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との接触の状態を示す要部平面図である。

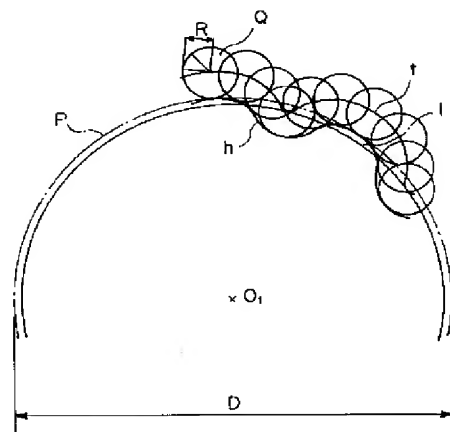
【符号の説明】

- 10 インナーロータ
- 11 外歯
- 20 アウターロータ
- 21 内歯
- 30 ケーシング
- 31 吸入ポート
- 32 吐出ポート
- P 歯先円
- Q 創成円
- e 偏心量
- D 歯先円直径
- R 創成円半径
- t トロコイド曲線
- h 包絡線

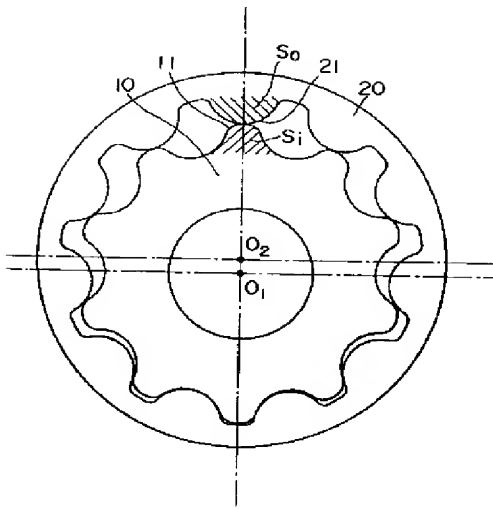
【図1】



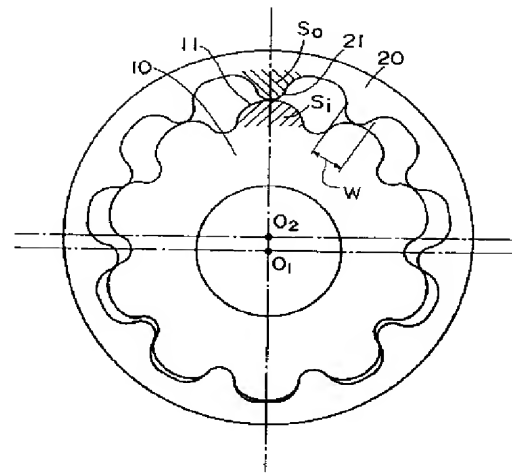
【図2】



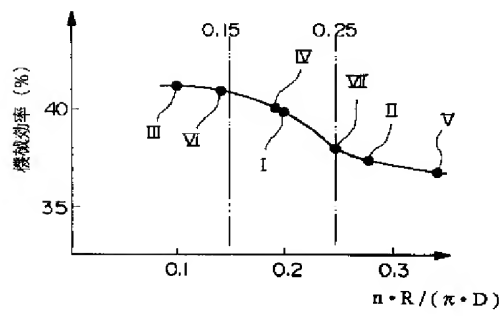
【図3】



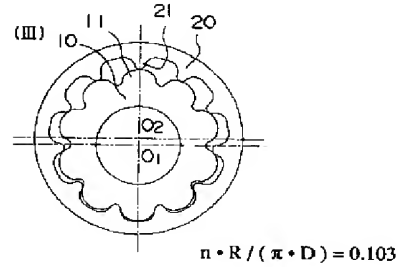
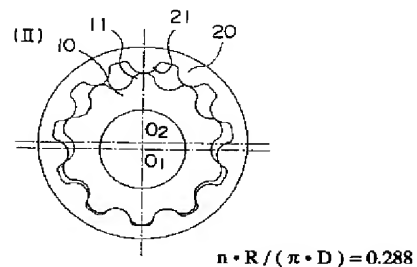
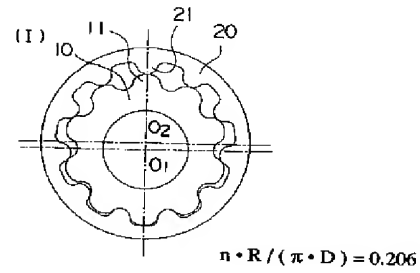
【図4】



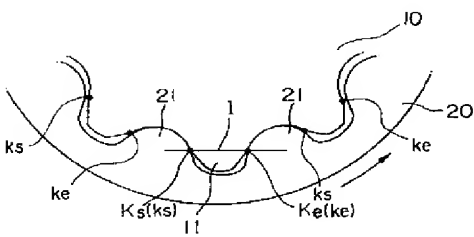
【図5】



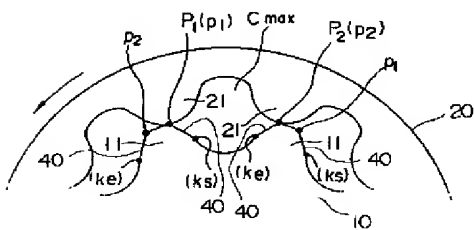
【図6】



【図8】



【図9】



【図7】

